

(19)



(11)

**EP 2 113 685 A1**

(12)

**EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:  
**04.11.2009 Patentblatt 2009/45**

(51) Int Cl.:  
**F16H 29/06 (2006.01)**

(21) Anmeldenummer: **09005867.8**

(22) Anmeldetag: **28.04.2009**

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR  
HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL  
PT RO SE SI SK TR**

(72) Erfinder: **Weitzel, Michael**  
**67437 Lindenberg (DE)**

(30) Priorität: **28.04.2008 DE 102008021280**

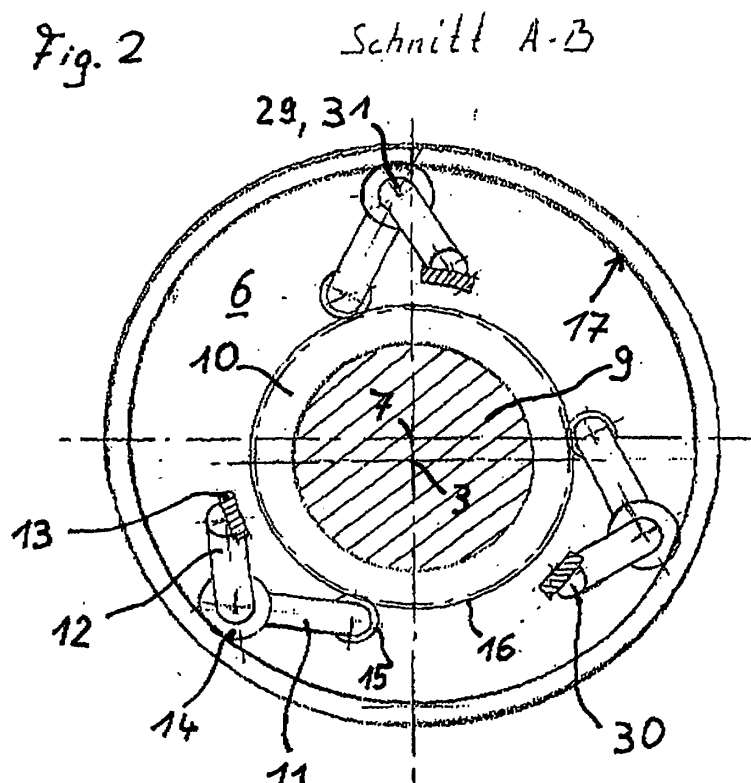
(74) Vertreter: **Hocker, Thomas**  
**Maximilianstrasse 23 b**  
**67433 Neustadt / Weinstrasse (DE)**

(71) Anmelder: **Weitzel, Michael**  
**67437 Lindenberg (DE)**

**(54) Getriebe mit stufenlose verstellbarer Übersetzung**

(57) Ein Getriebe mit stufenlos verstellbarem Übersetzungsverhältnis verfügt über eine Eingangswelle (1), welche mit einer ersten Kreisscheibe (2) form- und kraftschlüssig verbunden ist, wobei die Mittellinie (3) der Eingangswelle (1) und die Mittellinie (4) der Kreisscheibe (2) parallel mit Versatz (5) verlaufen, ein Exzenterrad (6), welches um die erste Kreisscheibe (2) herum angeordnet ist, wobei die Mittellinie (7) des Exzenterrades (6) und die

Mittellinie (4) der ersten Kreisscheibe (2) parallel mit Versatz (8) verlaufen, und eine Ausgangswelle (9), welche über eine Vielzahl von Armen (11, 12) und Zahnräder (15) mit dem Exzenterrad (6) verbunden ist, wobei die Zahnräder (15) in eine Drehrichtung sperren und in der anderen Drehrichtung über einen Freilauf verfügen. Die erste Kreisscheibe (2) ist zur stufenlosen Verstellung innerhalb des Exzenterrades (6) verdrehbar angeordnet.

**EP 2 113 685 A1**

## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung bezieht sich auf ein stufenloses Getriebe zum Erzeugen variabler Übersetzungen von Drehzahlen oder Drehmomenten und ein Verfahren zum Betreiben dieses Getriebes.

**[0002]** Aus dem Stand der Technik sind verschiedene Übersetzungsgetriebe bekannt. Hierzu gehören Zahnradgetriebe, Umlauf- und Zugmittel, - sowie Reibradgetriebe.

**[0003]** Nachteilig beim Stand der Technik ist anzusehen, dass bei Zahnradgetriebe nur eine Übersetzung mittels Stufensprung einzelner Zahnradpaarungen erreicht werden kann. Alle Übersetzungen sind durch die Radpaarungen vorgegeben. Durch die endliche Anzahl der Radpaarungen ist auch die Möglichkeit der Zwischenstufen begrenzt.

**[0004]** Die Umlaufgetriebe sind Übersetzungsgetriebe bei denen fallweise Drehzahl und Drehmoment voneinander unabhängig und variabel gewählt werden können (hydrodynamische Umlaufgetriebe). Der Nachteil ist im hydraulischen Schlupf zu sehen.

**[0005]** Die Zugmittelgetriebe sind wegen der begrenzten Lastaufnahme der Riemen oder Ketten nur bedingt einsetzbar. Der zur variablen Übersetzung benötigte hohe Kraftschluß überschreitet bei den Zugmittel (Flach-, Keil- oder Keilrippenriemen) schon bei relativ geringen Zugmomenten die Lastgrenze.

**[0006]** Bei Reibradgetrieben rollt ein Rad auf einem kegelförmigen Körper ab, so dass eine stufenlose Verstellung des Übersetzungsverhältnisses möglich ist. Aufgrund des Schlupfes der Reibräder sind derartige Getriebe nur für kleinere Drehmomente geeignet. Wird die Druckspannung der Räder erhöht, so sinkt der Wirkungsgrad durch die erhöhte Walkarbeit der Reibräder, ferner besteht die Gefahr der Zerstörung der Gummiteile.

**[0007]** Die FR 778 778 zeigt ein Getriebe mit mehreren Schubstangen, welche die Rotationsbewegung einer äußeren Scheibe auf eine innen liegende, deaxiale Scheibe übertragen. Die Schubstangen sind jeweils mittels eines Gelenks an der äußeren Scheibe drehbar befestigt. Am anderen Ende der Schubstangen befinden sich Zahnräder mit einseitig wirkenden Freiläufen. Die Zahnräder sind im Eingriff mit der innen liegenden Scheibe. Eine Rotation der äußeren Scheibe führt dazu, dass das jeweils sperrende Zahnrad die innere Scheibe antreibt, während die anderen Zahnräder aufgrund der Freiläufe keine Kraft übertragen. Wird das antreibende Zahnrad bezüglich seiner Geschwindigkeit von einem anderen Zahnrad überholt, so übernimmt letztgenanntes die Kraftübertragung. Mittels einer Kardanwelle wird die Rotation der innen liegenden Scheibe auf die Abtriebswelle übertragen, so dass Antriebs- und Abtriebswelle des Getriebes auf einer Linie liegen.

**[0008]** Durch die Kardanwelle verschlechtert sich insbesondere bei großen Drehachsabständen der inneren und der äußeren Scheibe der Wirkungsgrad des Getriebes.

**[0009]** Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Vorrichtung und ein Verfahren zum Betreiben derselben zu schaffen, welche die Nachteile des Standes der Technik vermeidet. Insbesondere ist die Aufgabe der Vorrichtung, alle Übersetzungsverhältnisse eines Wellensystems (Getriebe) zwischen einer Maximal- und Minimalübersetzung ohne Schlupf zu ermöglichen. Das Ziel ist ein stufen- und schlupfloses Übersetzungssystem (Getriebe) zu beschreiben, das nicht durch hydraulischen Schlupf oder Stützmomente bei bestimmten Drehzahlen einem schlechten Wirkungsgrad unterliegt.

**[0010]** Erfindungsgemäß wird dies gemäß den Merkmalen des unabhängigen Anspruchs 1 dadurch gelöst, dass bei einem Getriebe um die Eingangswelle eine erste Kreisscheibe exzentrisch angeordnet ist. Um diese erste Kreisscheibe ist wiederum exzentrisch ein Exzenterrad stufenlos verdrehbar angeordnet. Eine Vielzahl von Armen überträgt mittels Zahnräder das Antriebsmoment auf eine Ausgangswelle. Die Zahnräder verfügen in einer Drehrichtung über einen Freilauf, während sie in der anderen Drehrichtung sperren. Durch die Taumelbewegung des Exzenterrades um die Eingangswelle werden die Arme unterschiedlich schnell bewegt. Das Zahnrad des am schnellsten bewegten Armes sperrt und treibt die Ausgangswelle an. Die anderen Zahnräder drehen sich im Freilauf ohne Kraftübertragung. Sobald ein anderer Arm schneller bewegt wird, übernimmt dessen Zahnrad die Kraftübertragung. Durch die stufenlose Verdrehung des Exzenterrades wird erreicht, dass die Arme sich unterschiedlich mehr oder minder schnell bewegen und somit mit erhöhter Exzentrizität des Exzenterrades die Rotationsgeschwindigkeit der Ausgangswelle zunimmt.

**[0011]** Vorteilhafte Ausgestaltungen ergeben sich durch die Merkmale der abhängigen Ansprüche.

**[0012]** So ist es gemäß Anspruch 2 besonders vorteilhaft, wenn die Verstellung hydraulisch erfolgt, wobei zwischen der Kreisscheibe und dem Exzenterrad ein kreissegmentförmiger Kanal angeordnet ist, in dem ein Trennkolben, der mit der Kreisscheibe oder dem Exzenterrad verbunden ist, den Kanal in zwei voneinander abgetrennte Kammern unterteilt. Werden die beiden Kammern über Hydraulikleitungen mit unterschiedlichen Drücken hydraulisch beaufschlagt, so bewirkt dies ein Verdrehen des Exzenterrades.

**[0013]** Gemäß Anspruch 3 bilden eine Vielzahl von Armen ein Schubarm- oder Scherensysteme, welche jeweils aus mindestens einem Paar drehbar miteinander verbundenen Armen bestehen, welche vorzugsweise V- oder W-förmig angeordnet sind. Die Schubarmsysteme sind von einer Seite fest mit dem Abtriebssystem verbunden und werden in Rotationsintervallen niedergedrückt. Das abzustützendes Reaktionsmoment wird an einer separaten Einheit fallweise verzögert (allmähliches Anfahren aus dem Stillstand) oder blockiert (arbeiten in variabler Übersetzung). Ein Arm eines Schubarm- oder Scherensystems ist dabei drehbar mit einer Reaktions-scheibe verbunden, wobei das andere Ende dieses Arms sowohl mit einem anderen Arm, als auch mit einer dreh-

baren Rolle verbunden ist. Die Rolle läuft auf einer Innenkontur des Exzentrerrad. Der letzte Arm dieses Schubarm- oder Scherensystems ist mit einem Zahnrad verbunden, wobei dieses Zahnrad in den Zahnkranz einer Zahnradscheibe, welche form- und kraftschlüssig mit der Ausgangswelle verbunden ist, eingreift. Die V- oder W-förmig angeordneten Arme der Schubarm- oder Scherensysteme bewirken im Vergleich zu einfachen Armen deutlich höhere mögliche Differenzen bezüglich der Geschwindigkeit des jeweils schnellsten Arms und somit bezüglich der Abtriebsdrehzahl. Es können auch an Stelle eines Schubarmsystems auch Scherensysteme (V-System) mit zwei Schenkeln sowie Systeme zum Einsatz gebracht werden, die mehrere Scheren miteinander verknüpfen, aber jeweils nur eine Verbindung zum Antriebssystem und eine zur Reaktionseinheit beinhalten (W- oder Mehrfachsystem).

Gemäß der Merkmale des abhängigen Anspruchs 4 verfügt das Getriebe über eine Bremse, mittels derer die Kraftübertragung erst ermöglicht wird. Bei geöffneter Bremse wird kein Moment im Getriebe von der Eingangswelle auf die Ausgangswelle übertragen.

**[0014]** Die Merkmale des abhängigen Anspruchs 5 sehen vor, dass die Reaktionsscheibe auf der Ausgangswelle gelagert ist.

**[0015]** Gemäß den Merkmalen des abhängigen Anspruchs 6 sind zwischen den paarweisen Armen Dreh- oder Schenkelfedern angeordnet, welche ein Zusammenziehen der Arme und Vorspannung der Rolle auf die Innenkontur des Exzentrerrades bewirken.

**[0016]** Die Merkmale des abhängigen Anspruchs 7 beschreiben einen Massenausgleich.

**[0017]** Die Verfahrensansprüche 8 und 9 schützen ein Verfahren zum Betreiben des erfindungsgemäßen Getriebes. Anspruch 8 beschreibt, wie das Übersetzungsverhältnis verändert wird. Anspruch 9 beschreibt die Kupplungsfunktion des Getriebes.

**[0018]** Die Erfindung wird nun anhand der Figuren detailliert erläutert. Hierbei zeigen:

Figur 1 das erfindungsgemäße Getriebe in der Seitenansicht von der Eingangs- zur Ausgangswelle,

Figur 2 einen Schnitt der ersten Figur,

Figur 3 die Verstelleinrichtung des Getriebes,

Figur 4 die Verstelleinrichtung in einer Endposition,

Figur 5 die Verstelleinrichtung in einer Zwischenposition inklusive Kraftfluss,

Figur 6 eine Seitenansicht mit einer Variante des Scherensystems und Massenausgleich,

Figur 7 die Eingangswelle mit den beiden Kreisscheiben für das Exzentrerrad und den Massenausgleich,

Figur 8 ein detaillierter Schnitt in die Seitenansicht,

Figur 9 das Scherensystem im Detail,

Figur 10 die Kraftübertragung mittels der Scherensysteme,

Figur 11 die Rotation der Verstelleinrichtung bei stehender Eingangswelle,

Figur 12 die Verstelleinrichtung bei Rotation der Eingangswelle,

Figur 13 eine vereinfachte Darstellungen der Verstelleinrichtung und

Figur 14 dieselbe Darstellung aus einer anderen Perspektive.

**[0019]** Figur 1 zeigt das erfindungsgemäße Getriebe mit einer Eingangswelle 1, welche mit einer ersten Kreisscheibe 2 form- und kraftschlüssig verbunden ist. Die Mittellinie 3 der Eingangswelle 1 und die Mittellinie 4 der Kreisscheibe 2 verlaufen parallel mit Versatz 5. Ein Exzentrerrad 6 ist wiederum um die erste Kreisscheibe 2 herum drehbar angeordnet. Die Mittellinie 7 des Exzentrerrad 6 und die Mittellinie 4 der ersten Kreisscheibe 2 verlaufen ebenfalls parallel mit Versatz 8. Eine Ausgangswelle 9 verläuft coaxial zur Eingangswelle

1. Eine Reaktionsscheibe 13 ist gleitend auf der Ausgangswelle 9 gelagert. Eine Vielzahl von Armen 11, 12, Rollen 14 und Zahnrädern 15 schafft eine Verbindung zwischen dem Exzentrerrad 6 und dem Zahnkranz 16 einer mit der Ausgangswelle 9 form- und kraftschlüssig verbundenen Zahnradscheibe 10.

Figur 2 zeigt einen Schnitt aus Figur 1. Es wird deutlich, dass die Arme 11, 12 V-förmig angeordnet sind. Je ein Arm 11 eines Schubarm- oder Scherensystems ist mittels eines Lagers 30 drehbar mit der Reaktionsscheibe 13 verbunden, wobei das andere Ende dieses Arms 11 sowohl mit einem anderen Arm 12, als auch mit einer drehbaren Rolle 14 verbunden ist. Die Rolle 14 läuft auf einer Innenkontur 17 des Exzentrerrad 6. Der zweite Arm 12 dieses Schubarm- oder Scherensystems ist mit einem Zahnrad 15 verbunden. Die Zahnräder 15 sperren in eine Drehrichtung und verfügen in der anderen Drehrichtung über einen Freilauf. Die Zahnräder 15 greifen in den Zahnkranz 16 der Zahnradscheibe 10. Eine Feder 29 bewirkt ein Zusammenziehen der Arme 11, 12 und Vorspannung der Rolle 14 auf die Innenkontur 17 des Exzentrerrades 6.

**[0020]** Figur 3 zeigt detailliert die Kreisscheibe 2 mit dem darum angeordneten Exzentrerrad 6 im Schnitt. Zwischen der Kreisscheibe 2 und dem Exzentrerrad 6 ist im

Exzenterrad 6 ein kreissegmentförmiger Kanal 19 angeordnet. Die Kreisscheibe 2 ist mit einem Trennkolben 18 verbunden, welcher den Kanal 19 in zwei voneinander abgetrennte Kammern 20, 21 unterteilt. Der Trennkolben 18 hat an jeder Seite einen Anschlag. An der Fußseite des Trennkolbens 18 sind nicht dargestellte Lamellendichtungen eingelassen, die bei hydraulischer Beaufschlagung öldicht an der Wandung abdichten, aber ein Verdrehen der Einzelkomponenten zulassen. Zwei Hydraulikleitungen 32, 33 sind mit den beiden Kammern 20, 21 verbunden, so dass durch hydraulische Beaufschlagung mit unterschiedlichen Drücken eine der beiden Kammern 20, 21 innerhalb des Kanals 19 vergrößert werden kann, während der andere dadurch verkleinert wird. Die beiden Hydraulikleitungen 32, 33 führen über die Eingangswelle 1 zu zwei nicht dargestellten Ringleitungen auf unterschiedlicher axialer Höhe, so dass sie unabhängig voneinander mit Hydraulikflüssigkeit beaufschlagt werden können.

**[0021]** Alternativ kann der kreissegmentförmige Kanal auch in der Kreisscheibe angeordnet sein; dann ist der Trennkolben mit dem Exzenterrad verbunden.

**[0022]** In Figur 4 ist der Fall dargestellt, dass die eine Kammer 21 minimal ist, während die andere Kammer 20 ihr maximales Volumen aufweist. Die Eingangswelle 1 und das Exzenterrad 6 laufen coaxial (die Mittellinien 3 und 7 überdecken sich). In diesem Fall laufen alle Zahnräder 15 (vergleiche Figur 2) gleich schnell und sind somit alle im Eingriff mit der Zahnradscheibe 10.

**[0023]** Figur 5 zeigt den Fall, dass im Vergleich zum Ausgangsfall (Figur 4) das Exzenterrad 6 zur ersten Kreisscheibe 2 um 45° verdreht ist. Die Eingangswelle 1 und das Exzenterrad 6 laufen nun zwar immer noch parallel, aber nicht mehr coaxial; das heißt, die Mittellinien 3 und 7 überdecken sich nicht mehr, sondern sind um eine Exzentrizität 34 beabstandet. Die Kraft wird von der ersten Kreisscheibe 2 über den Trennkolben 18 und die Hydraulikflüssigkeit in der Kammer 21 auf das Exzenterrad 6 übertragen (siehe Pfeile).

**[0024]** Figur 6 unterscheidet sich von Figur 1 vorwiegend dadurch, dass mit der Eingangswelle 1 über eine zweite Kreisscheibe 25 eine Massenausgleichsscheibe 27 verbunden ist und das Schubarm- oder Scherensysteme über jeweils 2 parallel Arme 11, 12 verfügt. Die zweite Kreisscheibe 25 ist kraft- und formschlüssig mit der Eingangswelle 1 auf der der ersten Kreisscheibe 2 um 180° gegenüberliegenden Seite angeordnet, so dass die Mittellinie 3 der Eingangswelle 1 und die Mittellinie 36 der zweiten Kreisscheibe 25 parallel mit Versatz 35 verlaufen (vergleiche Figur 7). Um die zweite Kreisscheibe 25 ist außermittig eine Massenausgleichsscheibe 27 drehbar angeordnet. Zwei Zahnräder 28, welche an der Eingangswelle 1 gelagert sind, sind mit dem Exzenterrad 6 und der Massenausgleichsscheibe 27 derart im Eingriff, dass eine Rotation des Exzenterrades 6 zu einer Rotation der Massenausgleichsscheibe 27 in entgegengesetzter Drehrichtung führt. Diese Bewegung führt bei entsprechend aufeinander abgestimmten Trägheitsmo-

menten zu einem Massenausgleich bei einer exzentrischen Bewegung.

**[0025]** Eine Bremse 24 ist mit der Reaktionsscheibe 13 verbunden. Sie ist anfangs geöffnet. Wird bei drehender Eingangswelle 1 die Bremse 24 geschlossen, so wird die Reaktionsscheibe 13 vorzugsweise zum Getriebegehäuse fest fixiert. Erst jetzt kann ein Drehmoment von der Primärseite des Getriebes auf die Sekundärseite übertragen werden. Die Bremse 24 kann beispielsweise als Trommelbremse, Außenbremse mit Bremsband oder Scheibenbremse ausgeführt sein.

**[0026]** Figur 8 zeigt dies nochmals detailliert. Aus dieser Zeichnung gehen insbesondere das Lager 30 an der Reaktionsscheibe 13 und das Lager 31 an der Rolle 14 hervor. Die Eingangs- 1 und Ausgangswelle 9 sind gleitend miteinander verbunden; es besteht weder ein unmittelbarer Kraft-, noch Formschluss.

**[0027]** Figur 9 zeigt das Schubarm- oder Scherensystem. Der Arm 12 ist über das Lager 30 drehbar mit der Reaktionsscheibe 13 verbunden. Über das Lager 31 sind die Arme 11, 12 sowie die Rolle 14 miteinander verbunden. Die Rolle 14 ist in der Innenkontur 17 des Exzenterrades 6 geführt. Eine Feder 29 zieht die Arme 11, 12 zusammen. Das Zahnrad 15 ist an der Rolle 14 abgewandten Ende des Arms 11 in Kontakt mit dem Zahnkranz 15 der Zahnradscheibe 10.

**[0028]** Nicht dargestellt ist der Fall, in dem statt V-förmiger Schubarm- oder Scherensysteme, W-förmige eingesetzt werden. In einem derartigen Fall sind 4 Arme an ihren Enden in Reihe miteinander verbunden. Das eine Ende der Anordnung ist mit der Reaktionsscheibe verbunden; das andere Ende über ein Zahnrad mit dem Zahnkranz der Zahnradscheibe. Die 3 Verbindungspunkte dazwischen sind drehbar mit Rollen verbunden und stützen sich entweder auf der Innenkontur des Exzenterrades oder auf einer ebenen Kontur parallel des Zahnkranzes ab.

**[0029]** In Figur 10 ist eine Position des Schubarm- oder Scherensystems dargestellt, bei dem eine Vielzahl Arme 11, 12 vorhanden ist. Für eine laufruhige Bewegung sollten mindestens 8 Paarungen aus Armen 11, 12 vorhanden sein. Wie in Figur 5 laufen die Eingangswelle 1 und das Exzenterrad 6 nicht coaxial, sondern mit einer Exzentrizität 34. Ganz links ist eine Paarung aus Armen 11, 12 (grau dargestellt) maximal komprimiert, ganz rechts ist eine Paarung aus Armen 11, 12 (grau dargestellt) maximal aufgerichtet. Die Arme 11, 12 und Zahnräder 15 besitzen in diesem Fall unterschiedliche Geschwindigkeiten.

Das Zahnrad 15 des am schnellsten bewegten Armes 11 sperrt, wodurch dieses Zahnrad 15 über den Zahnkranz 16 und die Zahnradscheibe 10 die Ausgangswelle 10 in Rotation versetzt. Die anderen langsameren Zahnräder 15 drehen sich im Freilauf ohne Kraftübertragung. Sobald ein anderer Arm 11 schneller bewegt wird, übernimmt dessen Zahnrad 15 die Kraftübertragung. Durch die stufenlose Verdrehung des Exzenterrades 6 wird erreicht, dass die Arme 11 unterschiedlich mehr oder min-

der schnell bewegen werden und somit mit erhöhter Exzentrizität 34 des Exzentrerrades 6 die Rotationsgeschwindigkeit der Ausgangswelle 9 zunimmt.

**[0030]** Bei einer Rotation des Exzentrerrades 6 im Uhrzeigersinn sperrt das Zahnrad 15 des am schnellsten bewegten Armes 11 und sorgt somit für eine Drehung der Zahnradscheibe ebenfalls im Uhrzeigersinn. Die Zahnräder 15, welche nicht im Eingriff sind, drehen sich durch den Freilauf im Gegenuhrzeigersinn.

**[0031]** Beim Drehen des Exzentrerrades 6 werden die Arme 11, 12 der Schubarm- oder Scherensysteme in der unteren Hälfte flach gedrückt, während die Arme 11, 12 der Schubarm- oder Scherensysteme in der oberen Hälfte durch die Federn 29 zusammengezogen werden, so dass die Rollen 14 nach außen an die Innenkontur 17 des Exzentrerrades 6 gedrückt werden.

**[0032]** Figur 11 zeigt die Funktion der Verstelleinrichtung. Bei 0° Verdrehung laufen die Eingangswelle 1 und das Exzentrerrad 6 koaxial (vgl. Figur 4). Alle Zahnräder 15 drehen sich gleich schnell und sind im Eingriff mit der Zahnradscheibe 10 (nicht in Figur 11 dargestellt). Wird das Exzentrerrad 6 zur ersten Kreisscheibe 2 verdreht, so laufen die Eingangswelle 1 und das Exzentrerrad 6 nicht mehr koaxial; die Mittellinien 3 und 7 der Eingangswelle 1 und des Exzentrerrades 6 sind um eine Exzentrizität 34 beabstandet.

**[0033]** Figur 12 zeigt den Fall, in dem sich bei feststehender Verstelleinrichtung die Eingangswelle 1 im Uhrzeigersinn dreht.

**[0034]** Die Figuren 13 und 14 zeigen nochmals die Verstelleinrichtung mit Eingangswelle 1, Ausgangswelle 9, erster Kreisscheibe 2, Exzentrerrad 6 und Kanal 19 in vereinfachten Darstellungen.

**[0035]** Die Erfindung beruht darauf, dass die Ausgangswelle 9, das Exzentrerrad 6 und die erste Kreisscheibe 2 so ineinander gelagert sind, dass beim gegeneinander Verdrehen des Exzentrerrades 6 auf der ersten Kreisscheibe 2 eine Exzenterwirkung von Null bis zum Maximum stufenlos erzeugt wird. Das Übersetzungsverhältnis dieses Systems richtet sich nach der Exzentrizität 34 des Exzentrerrades 6 zur Eingangswelle 1.

**[0036]** Der Primärverband besteht vorwiegend aus der Eingangswelle 1, die ein Teil der Arbeitsmaschine ist, den zwei Kreisscheiben 2, 25, der Massenausgleichsscheibe 27 mit einseitigem Zahnkranz, dem Exzentrerrad 6 mit einseitigem Zahnkranz, wobei die Massenausgleichsscheibe 27 und das Exzentrerrad 6 über die Zahnräder 28, welche in den Zahnkränzen laufen, kraftschlüssig verbunden sind. Die Zahnkränze verlaufen zentrisch zur Eingangswelle 1. Die Exzentrizität der Massenausgleichsscheibe 27 und des Exzentrerrades 6 sind in ihrem Maß gleich. Der Massenausgleich kann beispielsweise über ein oder mehrere schüsselförmig verstellbare Hohlräder erfolgen. Die Eingangswelle 1 ist an die erste Kreisscheibe 2 geflanscht.

**[0037]** Der Sekundärverband bestehend vorwiegend aus den Rollen 14, den aus Armen 11, 12 gebildeten Schubarmsystemen, den Zahnrädern 15 mit Freilauf, der

Reaktionsscheibe 13, der Zahnradscheibe 10 und der Ausgangswelle 9. Die Bremse 24 gehört zur Sekundärseite, ist jedoch nicht rotierend angeordnet.

**[0038]** Um das Getriebe aus jeder Stellung anfahren zu können, also im Extremfall bei maximaler Auslenkung des Exzentrerrades 6, muss folgende Funktion gewährleistet sein:

Der ganze Primärverband dreht sich während des Startens und betätigt auch alle Freiläufe des Sekundärverbandes. Allerdings ist die Reaktionsscheibe 13 von der Bremse 24 nicht gesperrt, was ein Drehen der Reaktionsscheibe 13 zu Folge hat. Die Drehbewegung erfolgt ausschließlich über das Drehen der Reaktionsscheibe 13, während die Ausgangswelle 9 still steht. Dementsprechend wird keine Drehbewegung in den Abtrieb eingespeist.

Wird die Bremse 24 zugefahren, kann über die Arme 11, 12 Kraft übertragen werden, was eine Drehbewegung der Ausgangswelle 9 zur Folge hat.

Eine Veränderung des Übersetzungsverhältnisses wird durch das Verdrehen des im Primärverband enthaltenen Exzentrerrades 6 bewirkt.

Das Getriebe ist insbesondere für den Einbau zwischen Antriebsmaschine und Abtrieb geeignet. Zum Beispiel für den Schiffsbetrieb (an Stelle von Inverter oder Verstellpropelleranlagen), Eisenbahnbetrieb (Zugmaschinen wie Dieselloks) sowie Lastkraftwagen und

Personenkraftwagen sowie Fertigungsmaschinen (z.B. Maschinenbau) mit variabler Spindeldrehzahl vorgesehen (Arbeitsspindel oder Hilfsantriebe).

## Patentansprüche

1. Getriebe mit stufenlos verstellbarem Übersetzungsverhältnis, mit einer Eingangswelle (1), welche mit einer ersten Kreisscheibe (2) form- und kraftschlüssig verbunden ist, wobei die Mittellinie (3) der Eingangswelle (1) und die Mittellinie (4) der Kreisscheibe (2) parallel mit Versatz (5) verlaufen, einem Exzentrerrad (6), welches um die erste Kreisscheibe (2) herum angeordnet ist, wobei die Mittellinie (7) des Exzentrerrades (6) und die Mittellinie (4) der ersten Kreisscheibe (2) parallel mit Versatz (8) verlaufen, mit einer Ausgangswelle (9), welche über eine Vielzahl von Armen (11, 12) und Zahnräder (15) mit dem Exzentrerrad (6) verbunden ist, wobei die Zahnräder (15) in eine Drehrichtung sperren und in der anderen Drehrichtung über einen Freilauf verfügen, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Kreisscheibe (2) innerhalb des Exzentrerrades (6) mittels einer Verstelleinrichtung verdrehbar angeordnet ist.

2. Getriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verstelleinrichtung hydraulisch verdrehbar ist, wobei zwischen der Kreisscheibe (2) und dem Exzenterad (6) ein kreissegmentförmiger Kanal (19) angeordnet ist, die Kreisscheibe (2) oder das Exzenterad (6) mit einem Trennkolben (18) verbunden ist, welcher den Kanal (19) in zwei voneinander abgetrennte Kammern (20, 21) unterteilt und Hydraulikleitungen (32, 33) zur hydraulischen Beaufschlagung der beiden Kammern (20, 21) mit unterschiedlichen Drücken vorhanden sind. 5 10
  
3. Getriebe nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Vielzahl von Armen (11, 12) ein Schubarm- oder Scherensysteme bilden, welche jeweils aus mindestens einem Paar drehbar miteinander verbundenen Armen (11, 12) bestehen, welche vorzugsweise V- oder W-förmig angeordnet sind, wobei ein Arm (11) eines Schubarm- oder Scherensystems drehbar mit einer Reaktionsscheibe (13) verbunden ist, wobei das andere Ende dieses Arms (11) sowohl mit einem anderen Arm (12), als auch mit einer drehbaren Rolle (14) verbunden ist, die Rolle (14) auf einer Innenkontur (17) des Exzenterad (6) läuft, und der letzte Arm (12) dieses Schubarm- oder Scherensystems mit einem Zahnrad (15) verbunden ist, wobei dieses Zahnrad (15) in den Zahnkranz (16) einer Zahnradscheibe (10), welche form- und kraftschlüssig mit der Ausgangswelle (9) verbunden ist, eingreift. 15 20 25 30
  
4. Getriebe nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Reaktionsscheibe (13) über eine Bremse (24) verfügt. 35
  
5. Getriebe nach Anspruch 3 oder 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Reaktionsscheibe (13) auf der Ausgangswelle (9) gelagert ist. 40
  
6. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen den paarweisen Armen (11, 12) eine Feder (29), vorzugsweise Dreh- oder Schenkelfeder, zum Zusammenziehen der Arme (11, 12) und Vorspannung der Rolle (14) auf einer Innenkontur (17) des Exzenterades (6) angeordnet ist. 45
  
7. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die mit der Eingangswelle (1) eine zweite Kreisscheibe (25) mit Versatz (35) auf der der ersten Kreisscheibe (2) um 180° gegenüberliegenden Seite angeordnet ist, um die zweite Kreisscheibe (25) außermittig eine Massenausgleichsscheibe (27) drehbar angeordnet ist, mindestens ein Zahnrad (28) mit dem Exzenterad (6) und der Massenausgleichsscheibe (27) derart im Eingriff ist, dass die Rotation des Exzenterades (6) zu einer Rotation der Massenausgleichsscheibe (27) in entgegengesetzter Drehrichtung führt. 50 55
  
8. Verfahren zum Betreiben eines Getriebe mit stufenlos verstellbarem Übersetzungsverhältnis, mit einer Eingangswelle (1), welche mit einer ersten Kreisscheibe (2) form- und kraftschlüssig verbunden ist, wobei die Mittellinie (3) der Eingangswelle (1) und die Mittellinie (4) der Kreisscheibe (2) parallel mit Versatz (5) verlaufen, einem Exzenterad (6), welches um die erste Kreisscheibe (2) herum angeordnet ist, wobei die Mittellinie (7) des Exzenterad (6) und die Mittellinie (4) der ersten Kreisscheibe (2) parallel mit Versatz (8) verlaufen, mit einer Ausgangswelle (9), welche über eine Vielzahl von Armen (11, 12) und Zahnräder (15) mit dem Exzenterad (6) verbunden ist, wobei die Zahnräder (15) in eine Drehrichtung sperren und in der anderen Drehrichtung über einen Freilauf verfügen, wobei die erste Kreisscheibe (2) innerhalb des Exzenterades (6) mittels einer hydraulischen Verstelleinrichtung verdrehbar angeordnet ist, wobei zwischen der Kreisscheibe (2) und dem Exzenterad (6) ein kreissegmentförmiger Kanal (19) angeordnet ist, die Kreisscheibe (2) mit einem Trennkolben (18) verbunden ist, welcher den Kanal (19) in zwei voneinander abgetrennte Kammern (20, 21) unterteilt und Hydraulikleitungen (32, 33) zur hydraulischen Beaufschlagung der beiden Kammern (20, 21) mit unterschiedlichen Drücken vorhanden sind. **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Verstellung die beiden Kammern (20, 21) mit unterschiedlichen Drücken beaufschlagt werden und zum Halten der Verstellung die beiden Kammern (20, 21) mit gleichem Druck beaufschlagt werden.
  
9. Verfahren zum Betreiben eines Getriebe nach Anspruch 8, mit einer Vielzahl von Armen (11, 12), die ein Schubarm- oder Scherensysteme bilden, welche jeweils aus mindestens einem Paar drehbar miteinander verbundenen Armen (11, 12) bestehen, welche vorzugsweise V- oder W-förmig angeordnet sind, wobei ein Arm (11) eines Schubarm- oder Scherensystems drehbar mit einer Reaktionsscheibe (13) verbunden ist, wobei das andere Ende dieses Arms (11) sowohl mit einem anderen Arm (12), als auch mit einer drehbaren Rolle (14) verbunden ist, die Rolle (14) auf einer Innenkontur (17) des Exzenterad (6) läuft, und der letzte Arm (12) dieses Schubarm- oder Scherensystems mit einem Zahnrad (15) verbunden ist, wobei dieses Zahnrad (15) in den Zahnkranz (16) einer Zahnradscheibe (10), welche form- und kraftschlüssig mit der Ausgangswelle (9) verbunden ist, eingreift, wobei die Reaktionsscheibe (13) über eine Bremse (24) verfügt. **dadurch gekennzeichnet, dass** beim Anfahren der

Eingangswelle (1) die Bremse (24) geöffnet ist und zur Kraftübertragung auf die Ausgangswelle die Bremse (24) geschlossen wird.

5

10

15

20

25

30

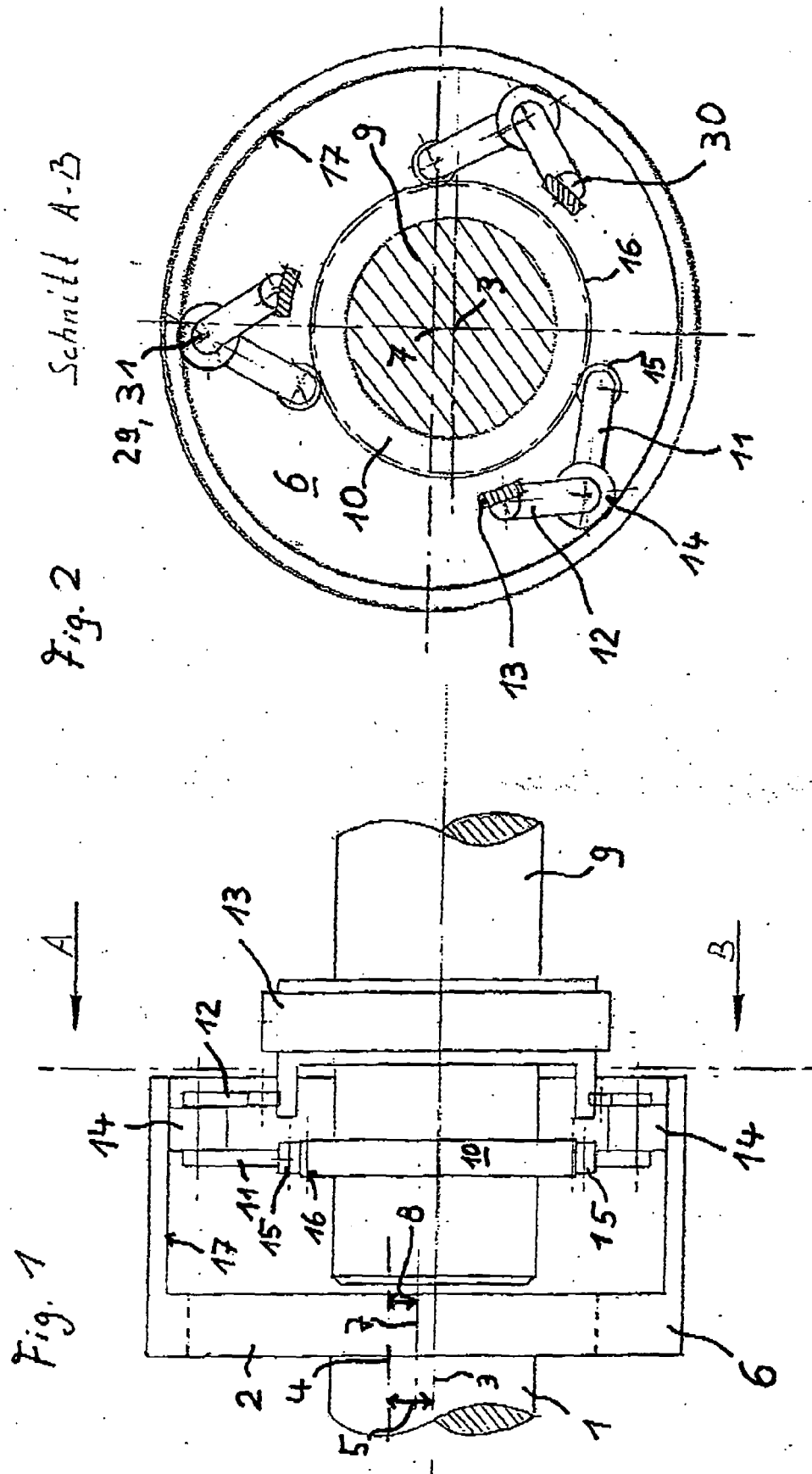
35

40

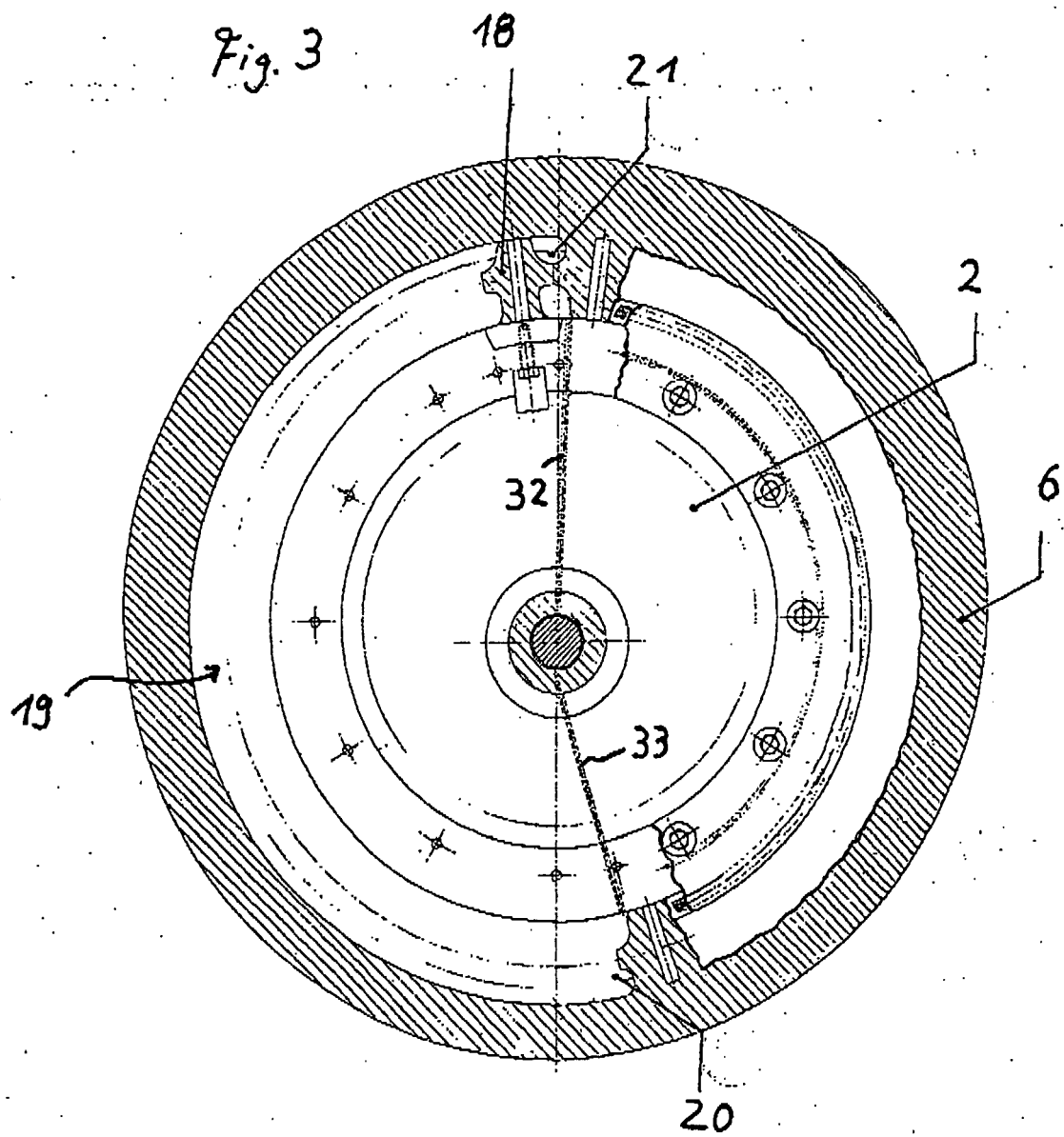
45

50

55







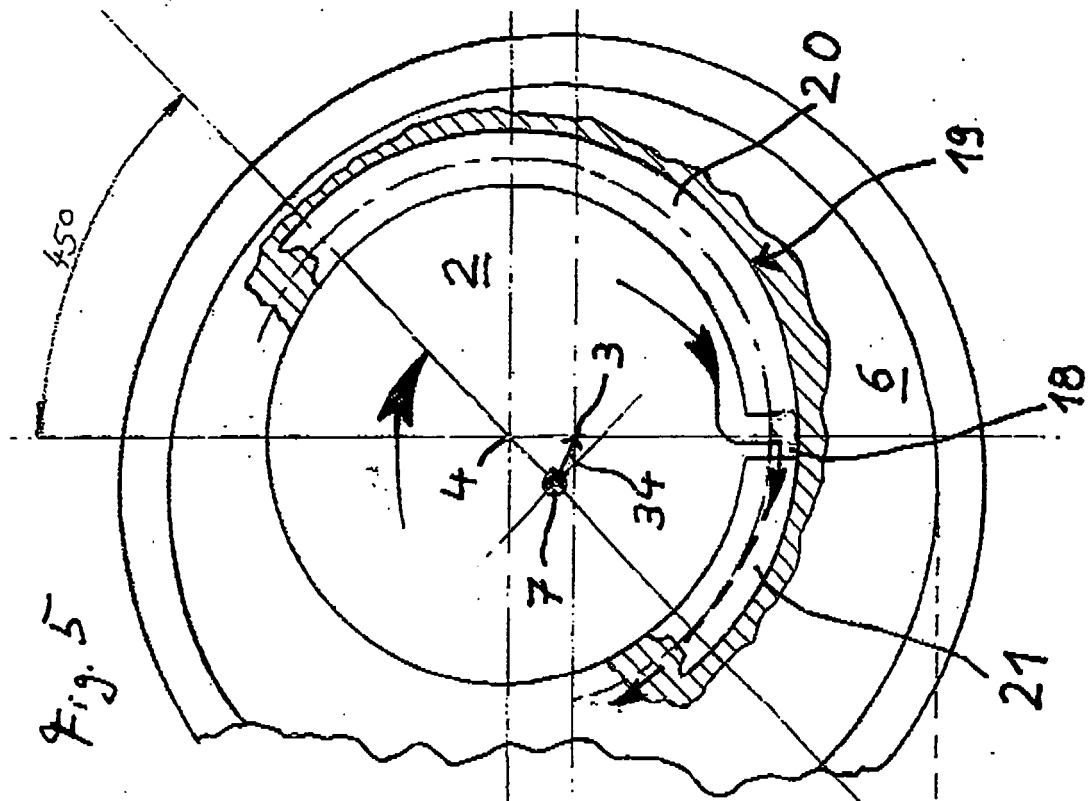
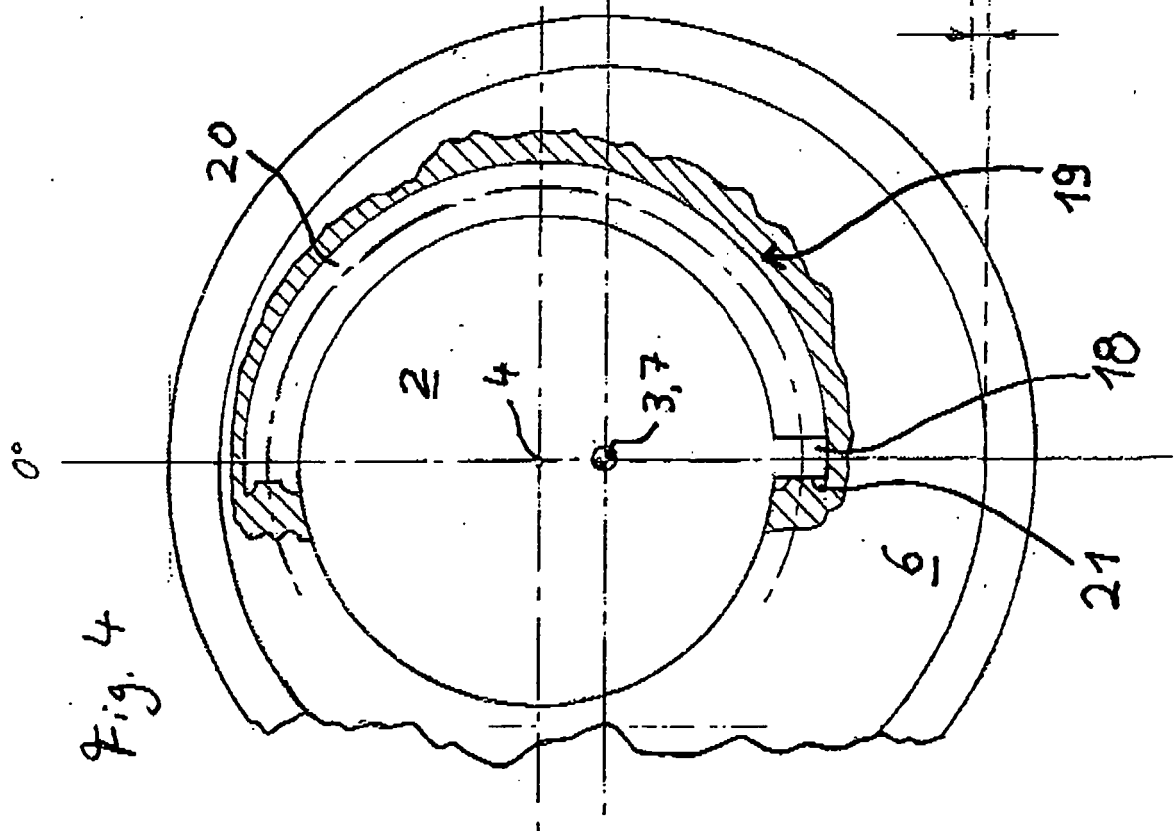


Fig. 6

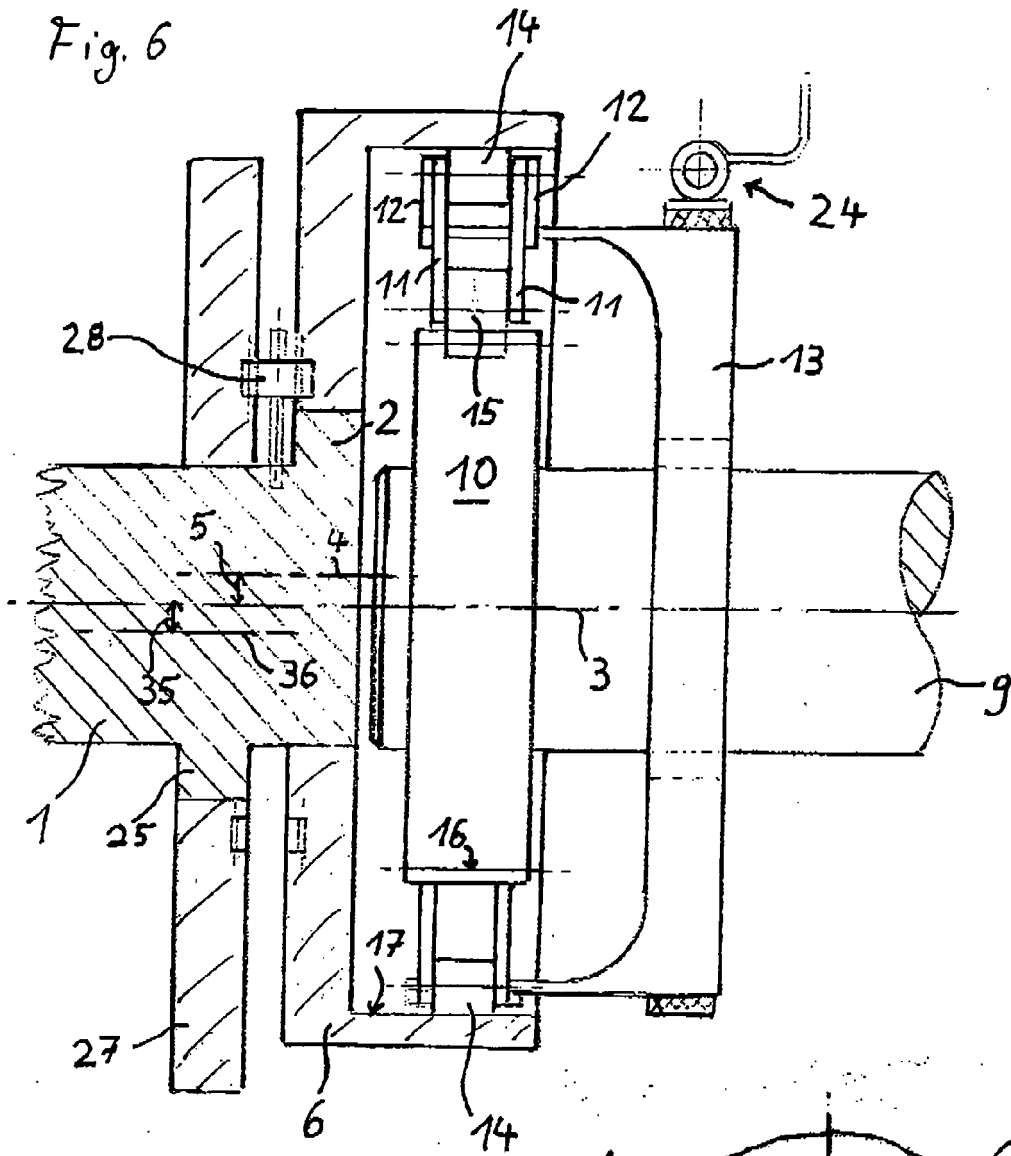
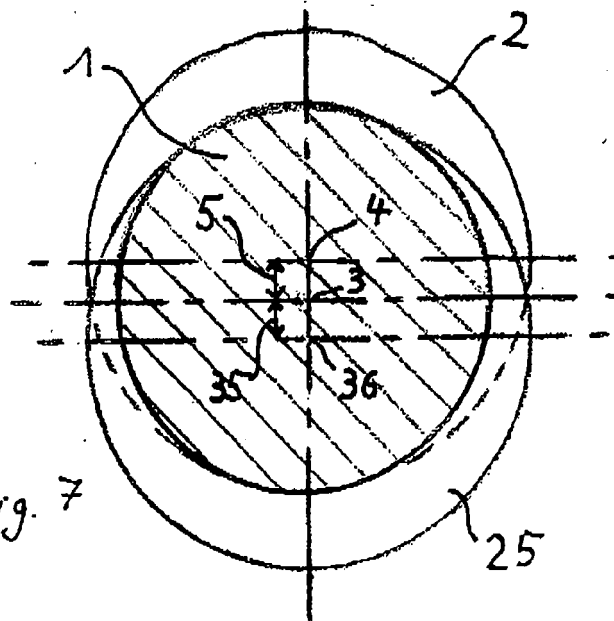


Fig. 7



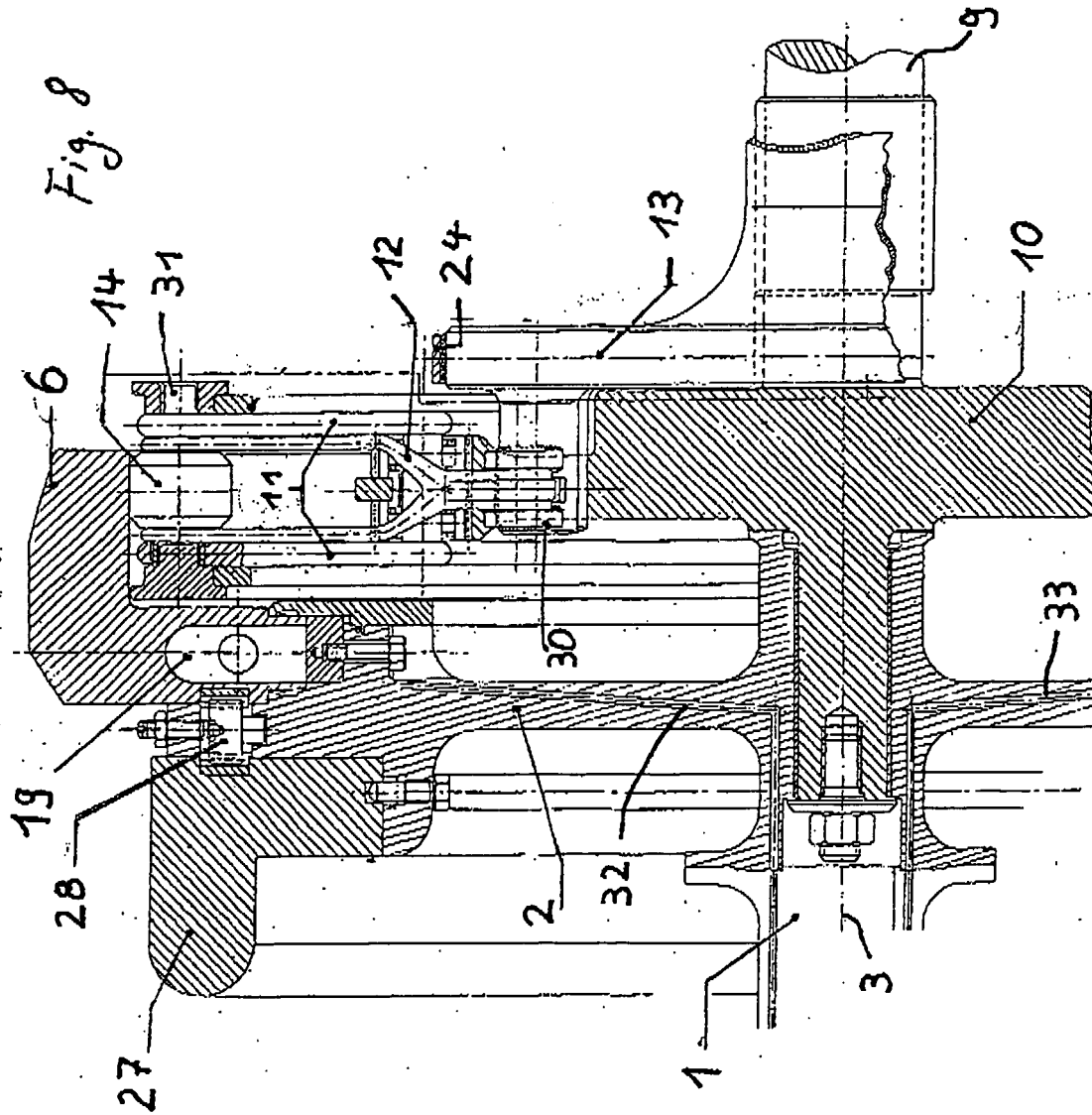


Fig. 9

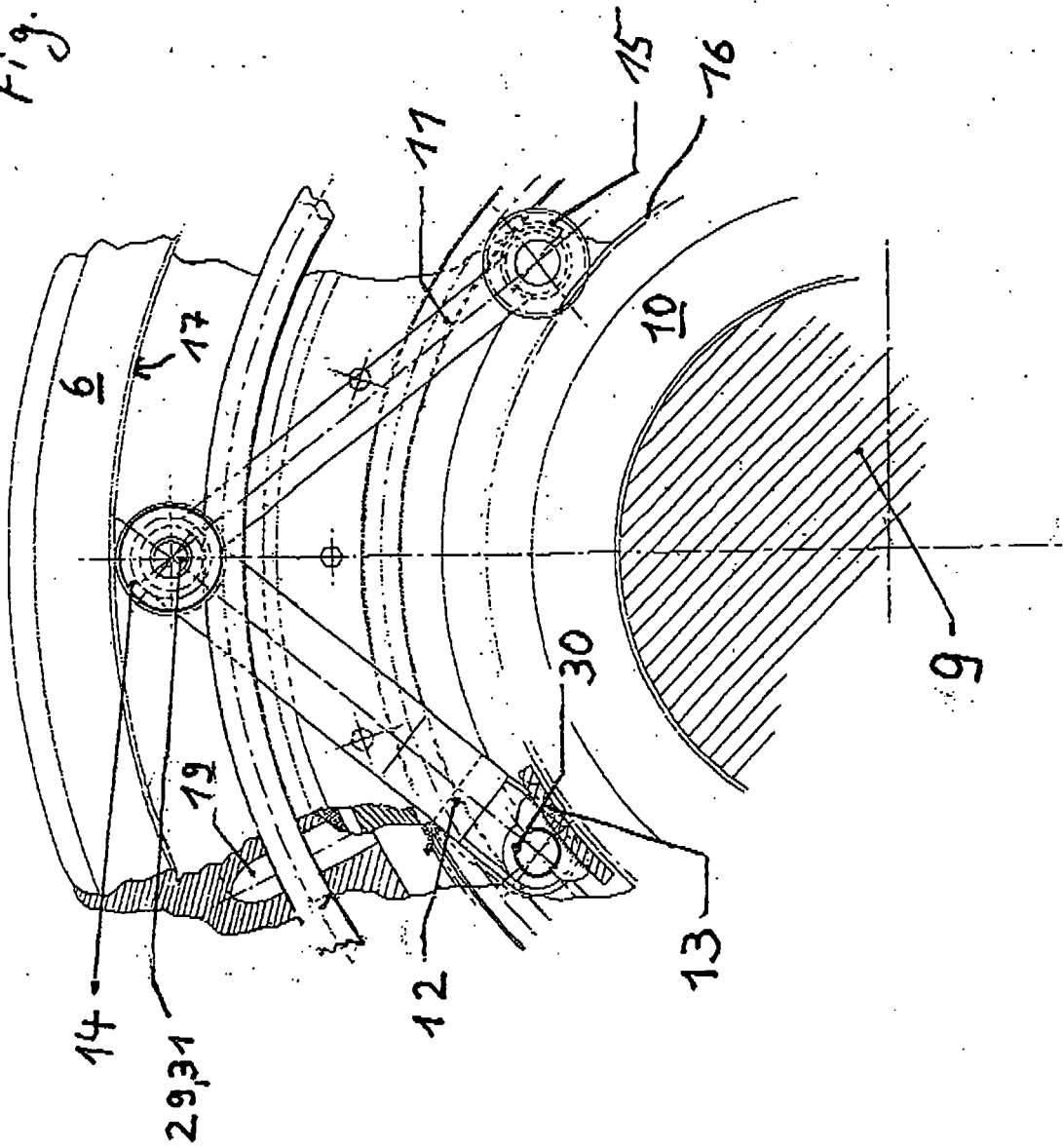
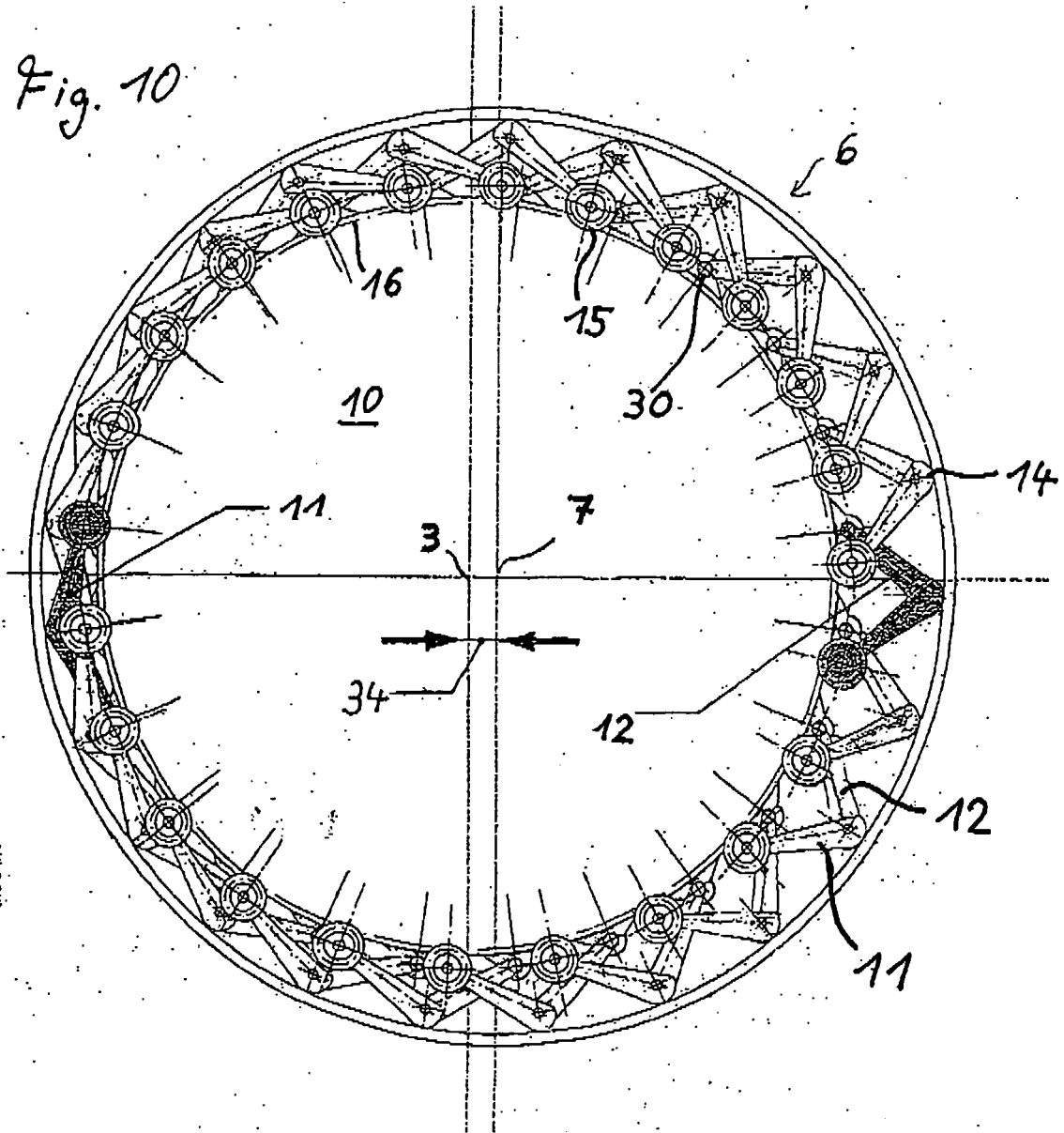
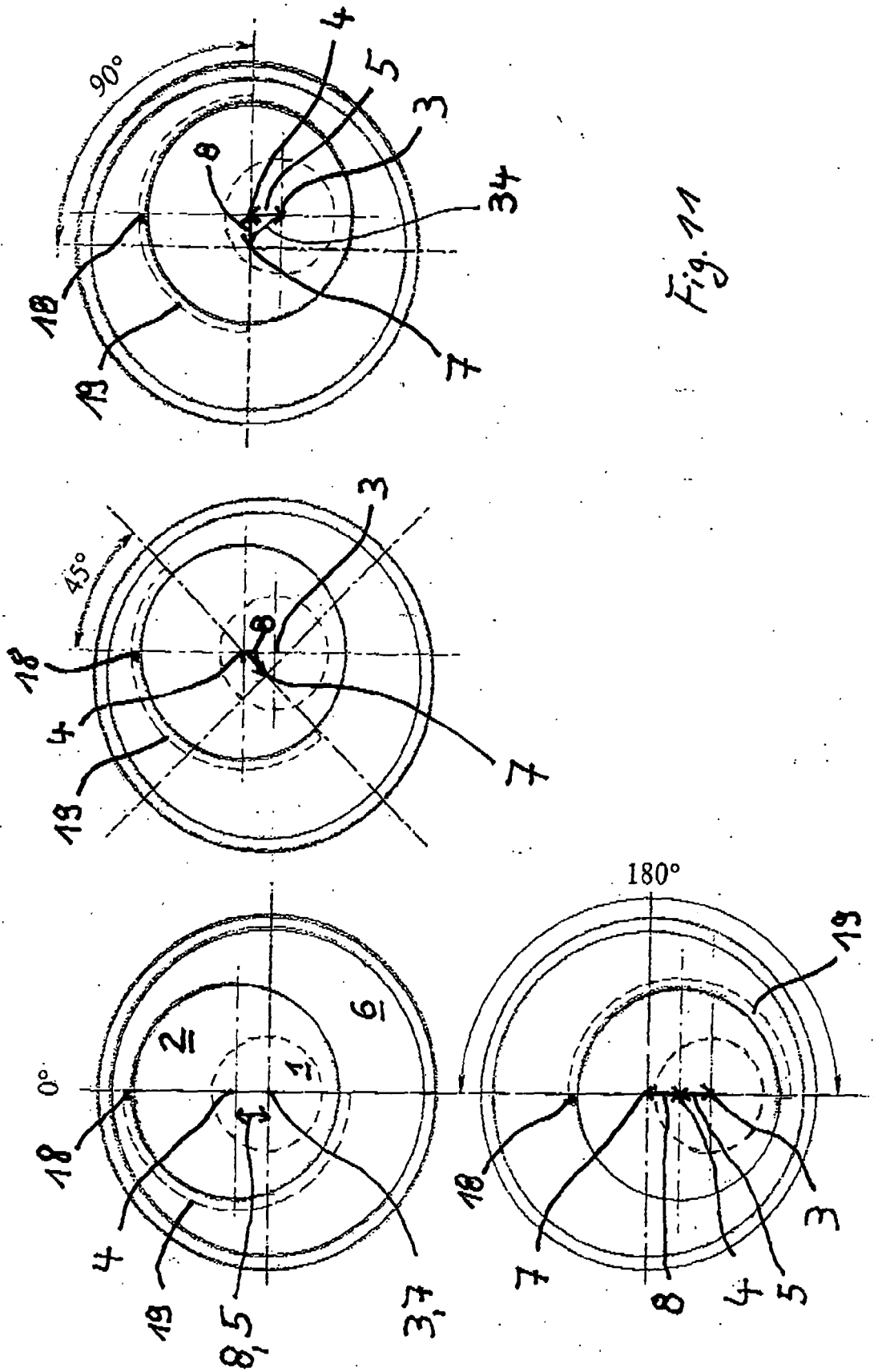


Fig. 10





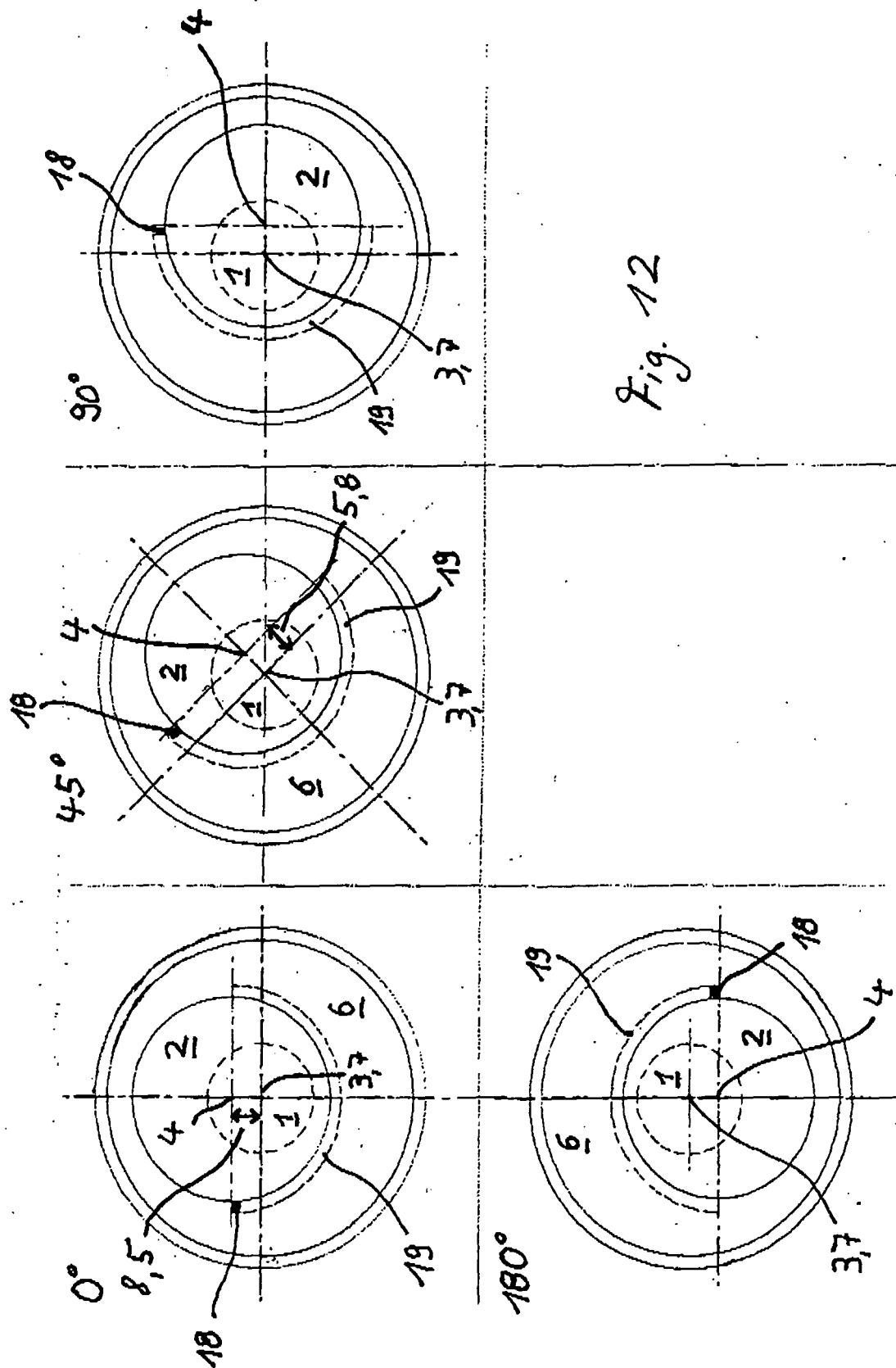
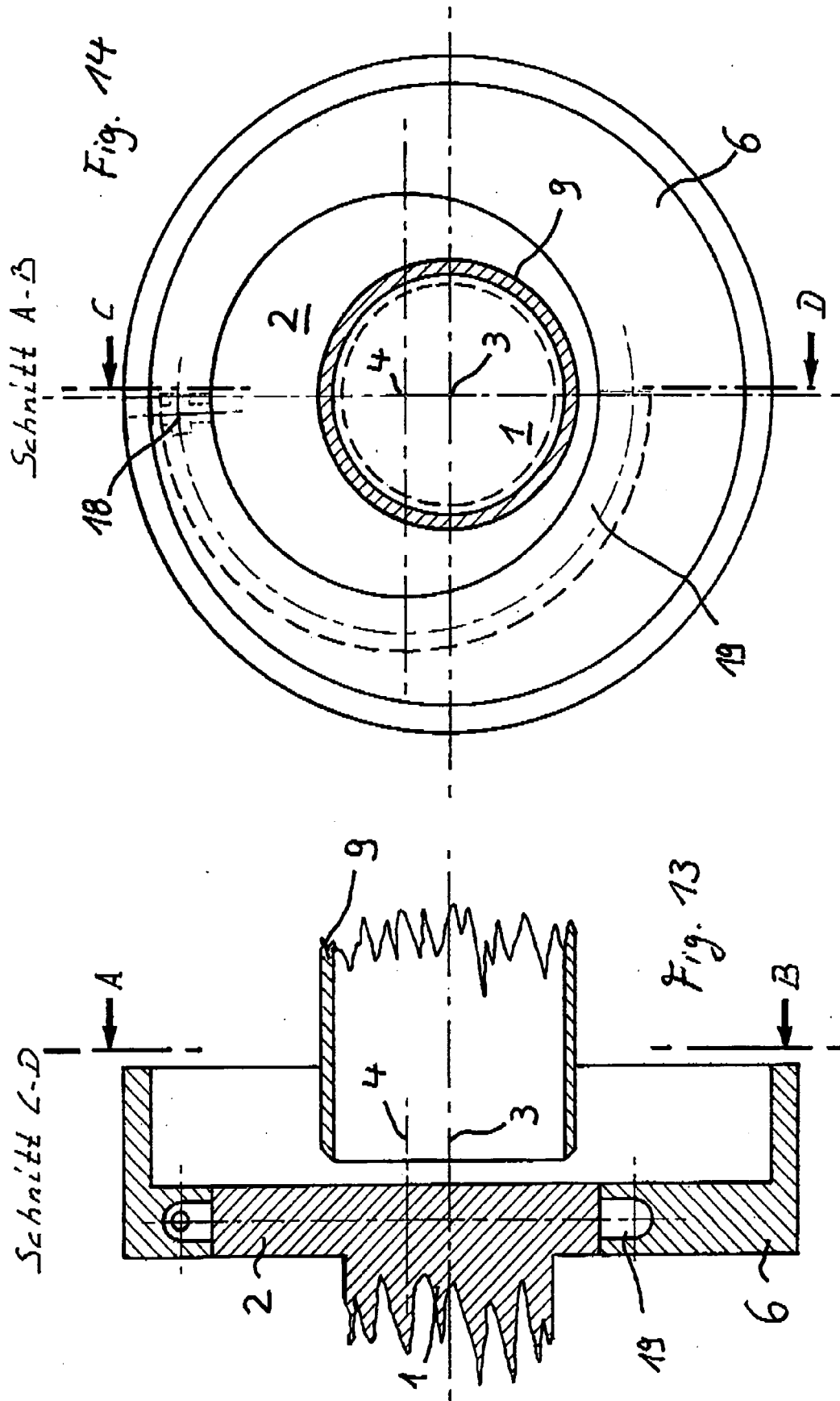


Fig. 12







## EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung  
EP 09 00 5867

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	GB 1 071 716 A (TAKEJI OKANO) 14. Juni 1967 (1967-06-14)	1	INV. F16H29/06
A	* Abbildungen 1,2 * -----	2-9	
D,A	FR 778 778 A (KAST, OTHON) 23. März 1935 (1935-03-23) -----	1-9	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F16H
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort München		Abschlußdatum der Recherche 25. Juni 2009	Prüfer Belz, Thomas
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentedokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument ..... & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

1  
EPO FORM 1503 03.82 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT  
 ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 09 00 5867

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patendokumente angegeben.

Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am

Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

25-06-2009

Im Recherchenbericht angeführtes Patendokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
GB 1071716	A	14-06-1967	US	3359813 A	26-12-1967
-----					
FR 778778	A	23-03-1935	KEINE		
-----					

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82

**IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE**

*Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.*

**In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente**

- FR 778778 [0007]